

文章编号: 1001-1986(2010)03-0073-03

钻探用泥浆泵曲轴的模态分析

白稳乐¹, 姚宁平^{1,3}, 杜小山¹, 李兵²

- (1. 煤炭科学研究总院西安研究院, 陕西 西安 710054;
2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 陕西 西安 710049;
3. 中国地质大学工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘要: 利用有限元分析软件 ANSYS 在泥浆泵设计阶段对曲轴进行动态特性分析, 研究模拟曲轴实际工况时的振动特性。设计了轴承刚度测试实验装置, 用以模拟曲轴轴承支撑边界条件; 建立了弹簧组轴系有限元模型, 提取了系统前 4 阶固有频率和振型, 为钻探用泥浆泵曲轴的设计和 optimization 提供理论依据。

关键词: 泥浆泵; 曲轴; 轴承刚度; ANSYS 软件; 模态分析

中图分类号: P634 文献标识码: A DOI: 10.3969/j.issn.1001-1986.2010.03.017

Modal analysis for crankshaft of drilling mud pump

BAI Wenle¹, YAO Ningping^{1,3}, DU Xiaoshan¹, LI Bing²

- (1. Xi'an Branch, China Coal Research Institute, Xi'an 710054, China;
2. State Key Laboratory for Manufacturing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
3. Engineering Faculty, China University of Geosciences, Wuhan 430074, China)

Abstract: To study the vibration characteristics of mimic crankshaft in working mode, we used finite element analysis software ANSYS to analyze the dynamic characteristics of crankshaft in the design stage of the mud pump. In order to simulate the crankshaft bearing support boundary condition accurately, we designed an experimental device of the bearing stiffness. Then the spring shafting finite element model was built, and we got the first 4 natural frequencies and mode shapes, which supplied theories for designation and optimization of the mud pump crankshaft in drilling.

Key words: mud pump; crankshaft; bearing stiffness; ANSYS software; model analysis

泥浆泵曲轴是泥浆泵的核心零件, 其优劣直接影响到泥浆泵的总性能。在泥浆泵运行过程中, 曲轴在周期性变化的动载荷作用下有可能与外界振源发生强烈共振, 动应力急剧增大, 致使曲轴过早的出现疲劳破坏, 严重时会导致曲轴断裂^[1]。因此, 对于曲轴进行动态特性计算是泥浆泵设计中重要的工作内容。目前, 曲轴的模态分析中较多的采用有限元法, 但通常采用该法对曲轴进行模态分析时, 往往忽略或简化了主轴承结构约束的影响, 这样势必会造成一定的误差。

为研究曲轴在轴承刚度影响下的振动特性, 结合新型适合孔底马达定向钻进用 BWY-220/9 液驱钻探用泥浆泵的研发, 本文设计了轴承刚度测试实验装置, 利用模态实验与有限元计算相结合使用的方法获得曲轴轴承刚度。再利用 ANSYS 软件对曲轴进行模态分析, 并用弹簧组模拟曲轴的边界条件, 得到准确的分析结果, 为泥浆泵曲轴的设计和 optimization 提供理论依据。

1 轴承刚度的测定

滚动轴承的刚度是指在负荷作用下, 轴承出现弹性变形的过程。但是主轴承在各个方向上的动刚度难以确定, 本文用实验轴代替曲轴, 对其进行模态实验, 求得实验轴系在模拟曲轴安装条件下的 1 阶弯曲固有频率。再用 ANSYS 软件对实验轴系进行模态分析, 弹性支承的轴承部分利用弹簧单元来模拟, 使 1 阶弯曲固有频率与模态试验数据相匹配, 此时的弹簧单元的刚度即为曲轴轴承刚度。

1.1 模态实验

轴承刚度测试实验装置由支座、实验轴、轴承及轴承盖等组成, 如图 1 所示。设计中为模拟曲轴的安装条件, 实验轴两端轴颈的外形及尺寸与曲轴完全相同, 轴承根据泥浆泵的运行工况选用承载能力较大的圆锥滚子轴承, 轴承和轴颈间、轴承和轴承盖间的轴向装配间隙均严格按照泥浆泵的设计要求。测试时, 根据实验轴的实际情况估计弯曲振动

收稿日期: 2009-09-22

作者简介: 白稳乐(1980—), 女, 陕西富平人, 硕士研究生, 从事钻探机械研究与开发工作。

频率应该在 5 000 Hz 以内,取采样频率为 12 000 Hz,用锤击脉冲激励作为输入,用加速度传感器检测实验轴系受冲击信号时的时域响应和频域响应。采集和分析系统选用 LMS 数据采集系统,轴承刚度测试实验装置与数据采集系统的连接方式如图 2 所示。

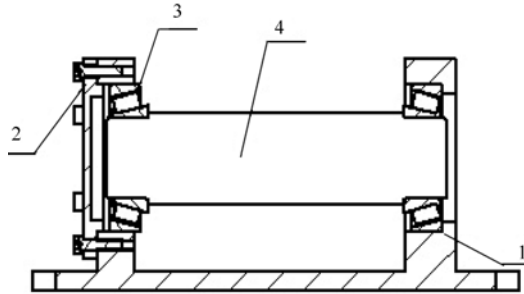


图 1 轴承刚度测试试验装置

Fig. 1 Bearing stiffness test device

1—支座;2—轴承盖;3—轴承;4—实验轴



LMS数据采集系统 实验装置 传感器

图 2 实验装置及数据采集系统

Fig. 2 Experimental device and data acquisition system

模态实验时,传感器的测点固定不变,用力锤在多个点逐一施加锤击激励,测得实验轴的固有频率。由图 2 传感器获得的频域信号可知,实验轴的一阶弯曲固有频率为 4 096 Hz(图 3)。

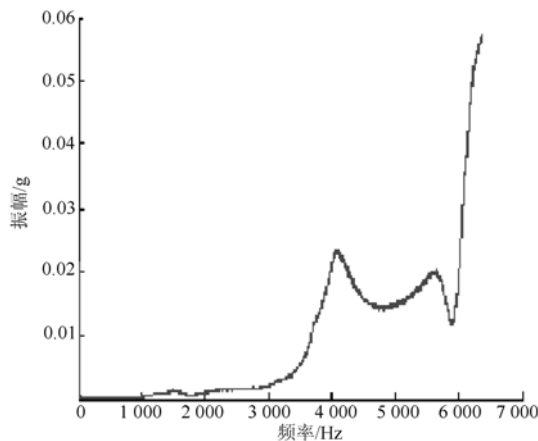


图 3 传感器获得的频率信号

Fig. 3 The frequency of the signal sensors

1.2 有限元分析

实验轴的结构简单,在进行模态分析时直接在 ANSYS 中建立三维实体模型,进行网格化分,得到有限元模型。弹性支撑的主轴承部分利用 COMBINE14 弹簧单元来模拟,通过改变弹簧刚度 k 值,使 1 阶弯曲固有频率与模态实验数据相匹配。

由 1 阶弯曲固有频率随弹簧刚度的变化情况得到:当刚度 $k=4 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时,1 阶弯曲固有频率为 4 096.8 Hz,与实验测定得 1 阶弯曲固有频率 4 096 Hz 接近,此时弹簧单元的刚度即为曲轴轴承刚度。

2 曲轴的模态分析

2.1 曲轴三维实体模型的建立

曲轴具有轴线不连续、长径比大、结构复杂等特点,是不完全对称的,因此对曲轴进行有限元分析时必须以整体为研究对象^[2]。BWY-220/9 型钻探用泥浆泵曲轴进行有限元分析,其曲轴结构设计为二支撑三拐形式,且存在部分圆弧、斜面等不规则特性。用 ANSYS 软件直接建模需耗费大量的时间,因此采用了 Solid edge 三维实体设计软件建立曲轴模型,然后导入到 ANSYS 中,简化了三维实体建模的工作量。

根据以往的研究经验,在不影响结构动态特性的原则下,在对曲轴体内倒角、凸台等进行简化处理后,建成的曲轴三维实体模型如图 4 所示。

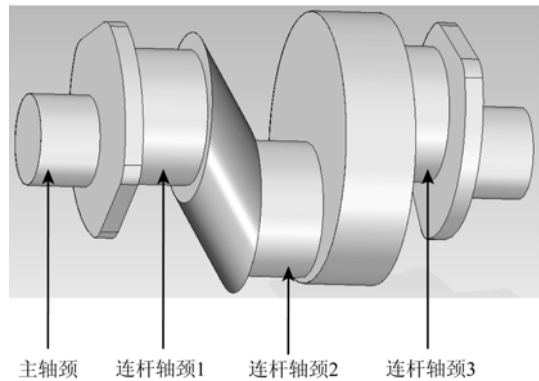


图 4 曲轴的三维实体模型

Fig. 4 The three-dimensional solid model of the crankshaft

2.2 曲轴有限元模型的建立

将曲轴的三维实体模型以 Para solid 格式导入 ANSYS 中进行有限元分析。设置曲轴材料为球墨铸铁 QT-600,密度 7.3 g/cm^3 、弹性模量 154 GPa、泊松比 0.27。对曲轴进行有限元网格划分时采用 SOLID186 单元,将结构模型划分为 157 666 个单元,225 820 个节点。

2.3 有限元分析

在曲轴的模态分析中, 一般将主轴径联接位置处 3 个坐标方向位移为 0, 即位移约束为 0^[3]。实际工作中, 曲轴是通过主轴承支撑于箱体, 轴承是弹性物体, 具有一定的刚度, 所以 x 、 y 、 z 3 个方向的位移边界不可能为零。对弹性支撑的轴承处仍用 COMBIN14 弹簧单元来模拟, 弹簧沿轴承的径向分布, 每组有 2 根弹簧, 等效轴承支撑刚度如图 5 所示。弹簧刚度已由实验测试得到 4×10^8 N/m。

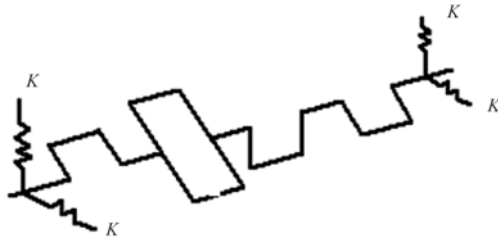


图 5 等效轴承支撑刚度

Fig. 5 Equivalent bearing support stiffness

由于系统较低阶的若干固有频率及相应的振型对于系统的动力响应影响较大^[4], 较高阶数的模态分析对曲轴振动分析可以忽略, 因此在进行模态分析时提取前 4 阶模态, 如表 1 所示。前 4 阶模态振型, 如图 6 所示。

表 1 前 4 阶固有频率值

Table 1 The first 4 natural frequency value

阶数	频率/Hz
1	1 169.9
2	1 407.8
3	2 483.7
4	3 329.9

2.4 模态计算结果分析

由图 6 曲轴振型图及动态显示过程可以看出, 随着阶次上升, 固有频率也随之增加。第 1 阶固有频率(1 169.9 Hz)是曲轴以连杆轴颈 2 为中心, 在 xoz 面上的弯曲振动, 变形最大区域出现在连杆轴颈与曲柄臂连接处; 从 2 阶振型图看, 2 阶固有频率(1407.8 Hz)是曲轴以连杆轴颈 2 为中心, 在 yoZ 面上的弯曲振动, 变形最大区域仍出现在连杆轴颈与曲柄臂的连接处; 从 3 阶振型图可以看出, 3 阶固有频率(2 483.7 Hz)是曲轴以连杆轴颈 2 为中心, 左侧顺时针扭转, 右侧逆时针扭转。从 4 阶振型图可以看出, 4 阶固有频率(3 329.9 Hz)是曲轴在 z 轴上的振动, 变形最大区域出现在连杆轴颈 1、3 与其连接曲柄臂过渡圆角处。

分析计算结果可以看出, 轴承刚度对于曲轴的振动特性有着一定程度的影响, 利用弹簧单元来模拟曲轴边界, 与实验数据更为接近。

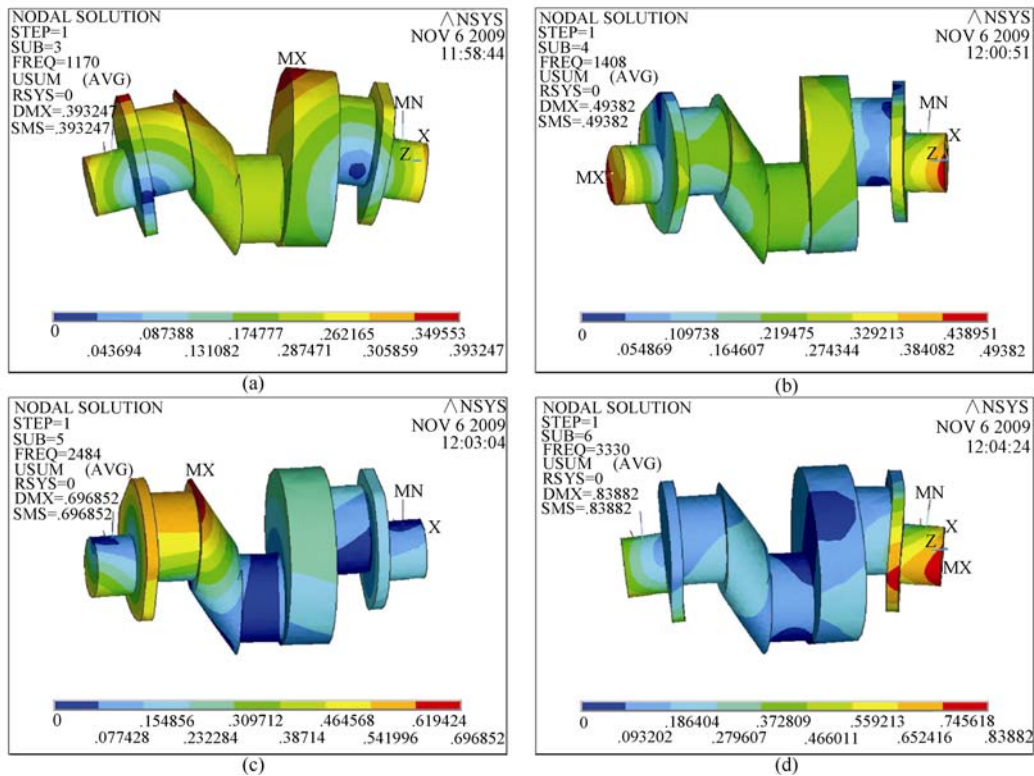


图 6 曲轴前 4 阶振型

Fig. 6 The first 4 mode shapes of crankshaft
a—1 阶; b—2 阶; c—3 阶; d—4 阶